

УДК 621.42

Дем'янчук Т. – ст.гр. МСм-51

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ЗУСИЛЛЯ В ГІДРОЦИЛІНДРАХ НАВАНТАЖУВАЧА ПЕ-0,8Б

Науковий керівник: к.т.н., доцент Хомик Н.І.

Demyanchuk T.

Ternopil Ivan Puluj National Technical University

EFFORTS IN LOADER HYDRAULIC CYLINDERS PE-0,8B

Khumox N.I., PhD., Assoc. Prof.

Ключові слова: навантажувач, гідроциліндр, стріла, коефіцієнт запасу.

Keywords: loader, hydraulic cylinder, boom, safety factor.

Навантажувач ПЕ-0,8Б – це грейферний навантажувач з поворотною стрілою. Основні переваги його: універсальність, скорочений цикл навантажування, можливість вибирання вантажу з ям і траншей, можливість виконання робіт при розташуванні на малих площадках. Має такі робочі органи: грейфери для сипких вантажів, гною, силосу, коренеплодів; гаків для контейнерів і штучних вантажів. Для забезпечення стійкості навантажувач обладнують виносними опорами та передньою лопатою, які керуються гідравлічними циліндрами. Це дозволяє знімати навантаження на колеса, значно підвищує повздовжню і бокову стійкість агрегату.

Вихідні дані для проектування і розрахунків грейферних навантажувачів: вантажопідйомність Q , висота навантажування $H = 2,5...6$ м, виліт стріли на висоті навантаження $L = 1...5$ м, висота точки підвісу грейфера $H_{ГР}$, глибина опускання грейфера H_O , кут повороту в плані, а також параметри базової машини: повздовжня база, конструктивна маса, координати центра ваги по горизонталі і вертикалі, діаметри коліс і допустиме для них навантаження, розміри колії передніх та задніх коліс.

Відривне зусилля при максимальному вильоті стріли з умови повздовжньої стійкості навантажувача [1]

$$F_B = K \cdot \frac{[m'_T(A - x'_T + l_{OP}) - m_1 \cdot a_2 - m_2 \cdot b_2] \cdot g}{L_{\max} - l_{OP} + l_C};$$

де K – коефіцієнт запасу стійкості, $K = 0,85$; m_1, m_2 – маси секцій стріли;

a_2, b_2 – координати центрів ваги відповідних мас відносно точки опори;

l_{OP} – відстань від осі заднього моста до осі виносної опори, $l_{OP} = 1,2l_C$.

Розрахунок силових гідроциліндрів механізму підйому виконують за умови, що відрив вантажу здійснюється двома циліндрами одночасно. У цьому випадку, розрахунок гідроциліндрів можна виконувати не за відривним зусиллям, а за вантажопідйомністю, приймаючи діаметри циліндрів однаковими, якщо $l_{III} = 0,5L_C$ або найбільшими з двох розрахункових $D_{Ц1}$ чи $D_{Ц2}$ в інших випадках.

За кінематичною схемою навантажувача зусилля, що діють на штоки гідроциліндрів (рис. 1) визначають за формулами [1]:

$$F_{Ц1} = K \cdot \frac{[Q \cdot (L_{\max} - e) + m_1 \cdot r_1 + m_2 \cdot r_2] \cdot g}{z \cdot a_{Ц1}}; \quad F_{Ц2} = K \cdot \frac{[Q \cdot r_4 + m_2 \cdot r_3] \cdot g}{z \cdot a_{Ц2}};$$

де K – коефіцієнт запасу, $K = 1,15...1,25$; z – число циліндрів.

Діаметри гідроциліндрів навантажувача розраховують за силою, що діє на шток, та за робочим тиском у гідросистемі. При роботі гідроциліндра при штоковою порожниною,

його внутрішній діаметр визначають як

$$D_{Ц} = 1,13 \sqrt{\frac{F_{III}}{p \cdot \eta_{Ц}}},$$

де F_{III} – зусилля, що діє на шток (відповідно циліндра повороту ковша $F_{ЦП}$, циліндра підйому стріли, $F_{ЦС}$); p – робочий тиск рідини, $p=16$ МПа для більшості тракторних гідросистем; $\eta_{Ц}$ – ккд циліндра, $\eta_{Ц}=0,95$ – для циліндрів одnobічної дії, $\eta_{Ц}=0,88$ – для циліндрів двобічної дії.

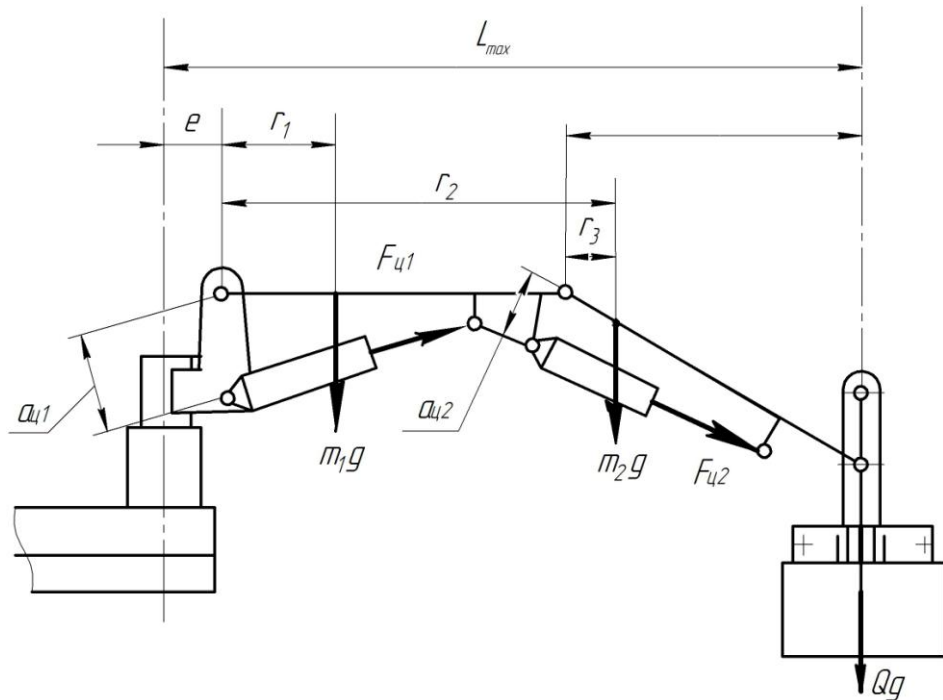


Рисунок 1. Схема розрахунку гідроциліндрів грейферного навантажувача

Зусилля, яке діє на шток гідроциліндра механізму повороту ковша, визначають з урахуванням дії на кромці ковша і відривного зусилля F_B , і зусилля проникання ковша у матеріал $F_{ПР}$.

Для попередніх розрахунків силу опору прониканню ковша у матеріал можна визначити за умовою

$$F_{ПР} = q \cdot B \leq F_H^{\max},$$

де q – питомий опір прониканню: для легких сипких матеріалів $q = 12500 \dots 1500$ Н/м;

для важких ґрунтів $q = 15000 \dots 30000$ Н/м; B – ширина ковша;

F_H^{\max} – максимальне напірне зусилля навантаження, перевіряють його за умовою достатнього зчеплення з поверхнею

$$F_H^{\max} \leq g(m_T + m_0) \cdot \varphi,$$

де φ – коефіцієнт зчеплення, для колісного шасі $\varphi=0,7$, для гусеничного $\varphi=0,9$.

1. Тіщенко Л.М., Білостоцький В.О. Проектування вантажопідйомних машин та навантажувачів. – Харків, 2003. – 406 с.